

論 文

야드형 AGV 서스펜션 파라미터의 최적화를 위한 충격하중 해석

홍도관* · 김재현* · 안찬우** · 전언찬** · 김중완**

Analysis of Impact Load for Optimum of Suspension Parameter of Yard AGV

D. K. Hong* · J. H. Kim* · C. W. Ahn** · E. C. Jeon** · J. W. Kim**

Abstract Cargo management facility of harbor are required an expansion due to increase of cargo quantity. Design technology of Yard AGV can be possible to deal many cargo rapidly and accurately. So it is produced a profit about cargo management. This study is presented optimum of suspension parameter for design technology Yard AGV. Model I, II are modeled about initial of container weight, height. When the maximum stroke of suspension is 0.26m, optimum is achieved to reduce the reaction force at the minimum. Also, the reaction force is study to become stability in 1 second. A change of spring constant and coefficient of damper make change the reaction force and minimum reaction force appear in optimum value. All modeling and analysis are used combination, contact element of Ansys program.

Key Words : 야드형 AGV(Yard AGV), 과도해석(Transient Analysis), 최적화(Optimum Design) 서스펜션 파라미터(Suspension Parameter)

1. 서 론

최근에 들어서 우리의 물류 처리 시설, 항만, 도로 등의 infra 시설이 산업의 발전에 따른 수·출입 Container 화물 양의 증가에 비해 크게 부족한 실정이다. 이러한 문제점에 대한 대안의 하나로서 항만 물류 구조를 획기적으로 개선 과 AGV 기술력 보유는 신속·정확한 항만 물류 처리를 가능하게 함으로서 국가 경쟁력을 갖추게 한다.

본 논문에서는 이러한 AGV 설계 시 필요한 현가장치의 스프링상수와 감쇠계수를 컨테이너가 상차 될 때의 충격력을 해석을 통하여 최적화 하고자 하였다.

AGV에 작용하는 충격력은 컨테이너의 무게와 높이, 초기 낙하 속도등 세 가지의 조건에 의해 달라지게 된다. 과도한 충격력이 AGV에 작용하게 되면 기기의 손상을 가져올 수 있다. 그러므로 AGV에서는 보다 안정된 자동화를 위하여 이러한 충격하중에 의한 트레일러의 진동을 스프링과 감쇠기로서 원하는 시간 내에 안정시키는 것이 중요하다. Model I, II 경우에 대하여 앞바퀴와 뒷바퀴가 받는 하중

하여 최적화를 시행하였다. 또한 스프링상수 값과 감쇠계수를 변화에 따른 반력을 변화를 시간에 대한 그래프로 나타내었으며, 모든 모델링과 해석은 상용 소프트웨어인 Ansys 5.7^{(7),(8)}에서 이용하였으며, 해석에는 Combination, Contact 요소를 사용하였다. 이에 대한 알고리즘은 본문에 언급하였다.

2. 본론

2.1 AGV 서스펜션의 수학적 해석

2.1.1 Model I - 하나의 컨테이너가 상차 될 때

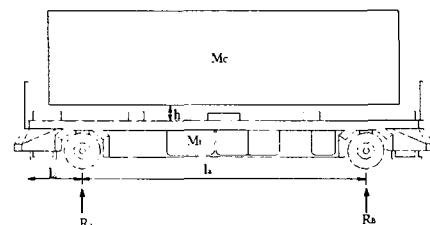


Fig. 1. Load 40ft, 50ton container

Fig. 1은 Model I의 경우로 길이가 40ft, 무게가 50ton인 컨테이너가 AGV 트레일러의 가운데 상차 될 때의 그림이다. 이

* 동아대학교 대학원

** 동아대학교 기계산업시스템공학부

을 모멘트 법을 이용한 반력 계산으로 구하여 각 바퀴에 대

경우 컨테이너가 AGV 트레일러의 중심에서 집중 하중이 가해진다고 가정하면 4개의 바퀴에 균등하게 하중이 작용한다고 볼 수 있다. 그러므로 바퀴가 받는 하중은 50ton의 1/4이 작용하게 되고 이 경우에는 차량의 모델을 1/4 차량 모델로 해석할 수 있다.

$$F = \frac{f(t)}{4} = \frac{50}{4} = 12.5 \text{ (ton)} \quad (1)$$

2.1.2 Model II - 두 개의 컨테이너가 상차 될 때

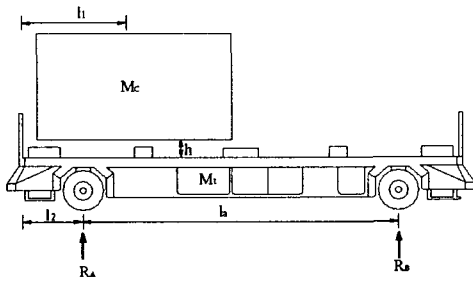


Fig. 2 Load the first container at Model II

Fig. 2는 20ft. 25ton인 두 개의 컨테이너가 AGV 트레일러에 순차적으로 상차 되는 경우 중 첫 번째 컨테이너가 상차 될 때의 그림이다. AGV 트레일러의 무게를 M_t , 컨테이너의 무게를 M_c , 컨테이너의 낙하 높이를 h , 그리고 AGV 트레일러의 설계치수를 각각 l_a , l_1 , l_2 로 표시하여 Table 1에 나타내었으며 컨테이너가 상차 될 때 각 바퀴에 작용하는 하중을 R_A , R_B 로 나타내었다.

Table 1. Design dimensions of AGV trailer

parameter	value
l_a	10(m)
l_1	3.875(m)
l_2	2.75(m)

컨테이너가 트레일러에 상차 될 때 컨테이너 무게(W)에 의한 각 바퀴에 작용하는 하중은 그 바퀴에서의 반력을 계산하여 구할 수 있다.

반력은 힘의 평형과 모멘트 평형의 원리를 이용하여 계산하면 다음과 같이 계산된다.

$$\sum F = 0 \quad (2)$$

$$2R_A + 2R_B = W \quad (3)$$

$$\sum M_B = 0 \quad (4)$$

에서

$$2R_A \times l_a - W \times (l_a + l_2 - l_1) = 0 \quad (5)$$

이고 따라서,

$$R_A = \frac{W(l_a + l_2 - l_1)}{2l_a} \quad (6)$$

이 되고 식(6)를 식(3)에 대입하면 R_B 값이 다음과 같이 구해진다.

$$R_B = \frac{W(l_1 - l_2)}{2l_a} \quad (7)$$

단 바퀴는 앞뒤에 각각 2개씩이다.

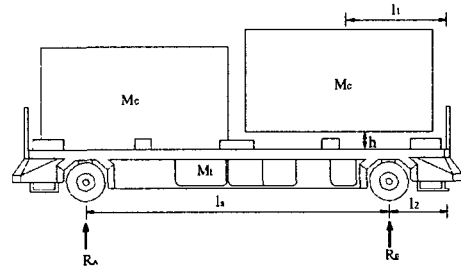


Fig. 3 Load the second container at Model II

Fig. 3은 두 개의 컨테이너가 AGV 트레일러에 순차적으로 상차 되는 경우 중 두 번째 컨테이너가 상차 될 때의 그림이다. 트레일러의 무게는 첫 번째 컨테이너의 무게가 더해지게 된다. 두 번째 컨테이너 역시 첫 번째 컨테이너와 무게, 낙하 높이는 M_c 와 h 로 동일하다.

2.2 야드형 AGV 트레일러의 운동방정식

2.2.1 Model I

AGV 서스펜션은 다음과 같은 2차의 운동 방정식을 가진다.

$$m \ddot{y}(t) + c \dot{y}(t) + ky(t) = f(t) \quad (8)$$

여기서, $f(t)$ 는 외력이고 $y(t)$ 는 변위이다.

이 경우 하나의 바퀴에 가해지는 힘과 변위가 모두 일정하므로 이 시스템은 1/4 차량 서스펜션의 모델이라고 생각해도 되므로 하나의 바퀴에 대하여 해석을 수행한다.

$$\left(\frac{M_L}{4}\right)\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = \frac{f(t)}{4} \quad (9)$$

$$\frac{x_{max}}{x_{ul}} - 1 \leq 0 \quad (15)$$

2.2.2 Model II

첫 번째 컨테이너가 상차 될 경우 다음과 같은 2차의 운동방정식을 가지게 된다. 이 시스템의 경우는 1/2 차량 서스펜션 모델이므로 다음과 같이 운동 방정식을 구할 수 있다.

$$\left(\frac{M_L}{2}\right)\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = R_A(t) \quad (10)$$

$$\left(\frac{M_L}{2}\right)\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = R_B(t) \quad (11)$$

식(10)은 앞바퀴의 운동 방정식이고, (11)은 뒷바퀴의 운동 방정식이다. 여기서 c 는 감쇠 계수이고, k 는 등가 스프링상수이며 $R_A(t)$ 와 $R_B(t)$ 는 컨테이너의 중량에 의해 앞·뒤 바퀴에 작용하는 하중이다.

두 번째 컨테이너를 상차 할 때에는 첫 번째 컨테이너가 이미 상차되어 있으므로 트레일러의 무게는 차체의 무게와 첫 번째 컨테이너에 의해 각각의 바퀴에 가해지는 무게의 합이 된다.

또 두 번째 컨테이너 상차 시에는 식 (6)와 식(7)의 같은 크기의 반력이 각각 서로 다른 지점에 바뀌어 작용하게 되므로 다음과 같은 운동방정식이 유도된다.

$$\left(\frac{M_L}{2} + R_A\right)\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = R_B(t) \quad (12)$$

$$\left(\frac{M_L}{2} + R_B\right)\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = R_A(t) \quad (13)$$

여기서,

R_A : 첫 번째 컨테이너에 의해 앞바퀴에 작용하는 유효질량

R_B : 첫 번째 컨테이너에 의해 뒷바퀴에 작용하는 유효질량

2.3 치수최적설계

2.3.1 최적화의 정식화

Minimize :

$$f(x) = \text{Reaction force} \quad (14)$$

Subject to :

In case of model I

여기서 식 (14)의 $f(x)$ 는 목적함수로 서스펜션 변위의 최소화 기준이 되는 반력을 나타내고, 식 (15)에서 x_{ul} 는 Model I의 상태변수인 서스펜션의 최대 허용 변위를 나타내며, 서스펜션의 구조를 고려하여 서스펜션의 최대 허용 변위를 0.26 m로 제한하였다. 이때 x_{max} 는 매 반복회의 피스톤의 최대변위이다.

2.3.2 최적설계 알고리즘

목적함수와 제약조건을 가진 제약 최적화 문제는 비제약 문제를 논리적으로 확장한 것으로 볼 수 있다. 최급강하법은 목적함수의 경사도를 계산하여 탐색방향을 구하는데 사용하며, 이 경사도 벡터는 점 x^* 에서 함수 $f(x)$ 의 최대 증가 방향을 나타낸다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\nabla f(x) = \left[\frac{\partial f(x^p)}{\partial x_i} \right] = c^{(n)} \quad (16)$$

여기서,

i : 설계변수의 수

p : 설계변수가 바뀔 때마다 벡터의 계산단계

x^p : 설계변수 값

c^p : 설계변수 값 설정 시 목적함수의 미분 값

이와 같은 경사도 벡터의 성질을 이용하여 제약 최적화 문제에 대해서 First order method를 이용하여 최적이 되는 각 설계변수를 구하였으며 Fig. 4와 같이 나타내어진다.

2.4 유한요소해석

2.4.1 유한요소 모델링

해석에 고려된 모든 모델의 초기조건을 Table 2에 나타내었으며, 충격하중과 낙하높이를 실제 조건을 적용하여 시간에 따른 충격 반력 응답을 구하기 위한 과도해석을 수행하였다.

2.4.2 경계조건 및 하중조건

서스펜션의 경계조건은 AGV 트레일러와 체결되는 부분을 완전고정으로 하였으며, 야드형 AGV서스펜션은 스프링과 점성감쇠를 사용하였다. 하중조건으로는 수직방향으로 컨테이너의 중량을 가하였으며, Table 3에는 서스펜션 설계변수인 스프링상수, 감쇠계수와 상태변수인 스트로크 제한 변위와

초기값, 하한값, 상한값을 나타내었으며, 반력이 1초 이내에 안정되게 하고자 하였다.

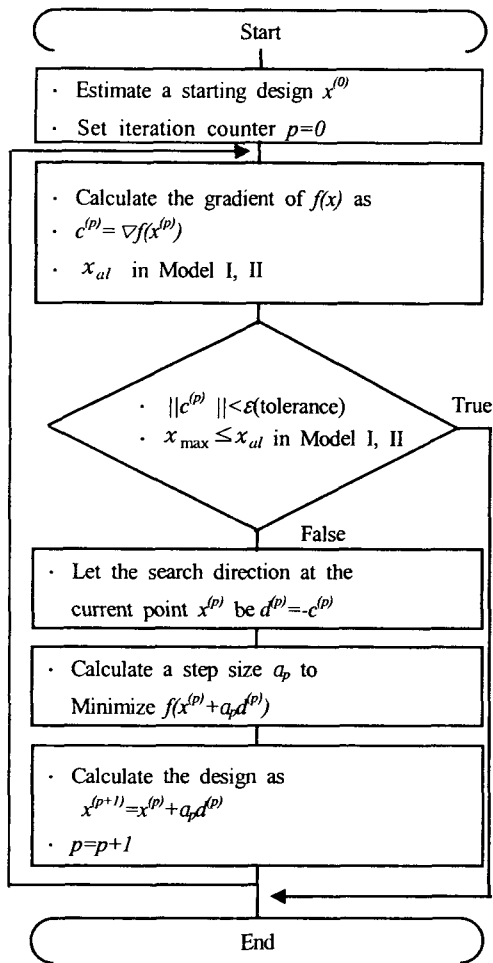


Fig. 4 Flow chart

3. 결과 및 고찰

3.1 Model I의 최적화

Model I은 길이 40ft, 무게 50ton인 컨테이너가 AGV 트레일러에 상차 될 때에 서스펜션 변위가 0.26m 이내로 안정되며 반력이 최소가 되는 파라미터에 대해 최적화를 수행하였다. Table 4에는 그에 따른 최적의 스프링상수와 감쇠계수, 반력 값을 나타내었다.

Table 2 Initial conditions of Model I, II

Item list		Model I	
Weight(ton)		50	
Drop height(m)		1	
Maximum stroke (x)(m)		0.26	
Item list		Model II	
		First container load	Second container load
Weight(ton)		25	25
Drop height(m)		1	1
Maximum stroke (x)(m)		0.26	0.26

Table 3 Range of design and state variables

Item list		Initial	Lower	Upper
Mode I	M_c (ton)	50	-	-
	S.V. x (m)	-	-	0.26
	D.V. k (kN/m) c (kN·s/m)	25	10	1,000
		40	10	1,000
Model II	M_c (ton)	25	-	-
	S.V. x (m)	-	-	0.26
	D.V. k (kN/m) c (kN·s/m)	25	10	1,000
		40	10	1,000

Table 4 The optimum results of Model I

Design variables	Optimum
k (N/m)	807,210
c (N·s/m)	312,600
State variable	Optimum
x (m)	0.245
Objective function	
Reaction force(kN)	1,556.9

Fig. 6의 그래프는 최적의 스프링상수 값에 대해 감쇠계수를 변화시켰을 때 그에 따른 바퀴에 작용하는 반력을 시간에 대해 나타내었다. 1, 2번의 경우와 같이 감쇠계수의 값이 최적 값보다 클수록 0.5초 근처에서 발생하는, 바퀴에 작용하는 최대 반력이 증가한다. 4, 5번과 같이 감쇠계수 값이 줄어들 경우 0.5초 근처에서 발생하는 반력의 크기는 최적 값의 경우 보다 줄어들지만 0.6초 부근에서 최대 반력이 발생하며 이 값이 최적 값의 최대 반력보다 훨씬 크게 나타난다.

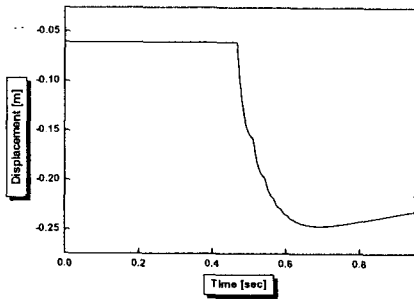


Fig. 5 Displacement of AGV trailer at Model I
 $M_c=50\text{ton}$, $k=807,210\text{ N/m}$, $c=312,600\text{ N}\cdot\text{s/m}$

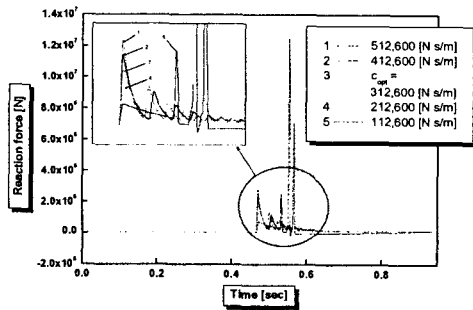


Fig. 6 Reaction force versus time of AGV trailer for change of damping coefficient
 at Model I $M_c=50\text{ton}$, $k=807,210\text{ N/m}$,

Fig. 13의 그래프는 최적의 감쇠계수에 대해 스프링상수 값을 변화시켰을 때 그에 따른 바퀴에 작용하는 반력을 시간에 대해 나타내었다. 스프링상수 값이 증가할수록 빠른 시간에 처음 반력이 발생한다. 스프링상수 값이 최적 값보다 큰 1, 2번과 최적 값보다 작은 4, 5번에서 바퀴에 작용하는 반력이 최적 값의 경우에 발생하는 반력보다 컸으며, 4, 5번의 경우에는 최대 반력이 앞부분이 아닌 0.6초 부근에서 발생하게 된다.

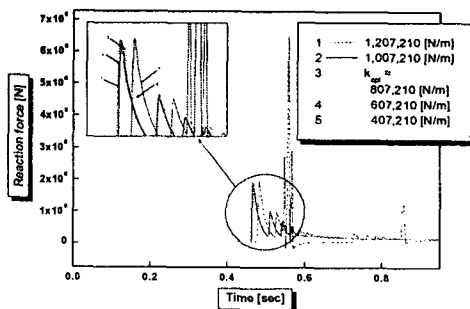


Fig. 7 Reaction force versus time of AGV

trailer for change of spring constant at
 Model I $M_c=50\text{ton}$, $c=312,600\text{ N}\cdot\text{s/m}$

3.1 Model II의 최적화

Table 5 The optimum results of Model II

Design variables	Optimum	
	First container	Second container
$k\text{ (N/m)}$	860,020	1,556,900
$c\text{ (N}\cdot\text{s/m)}$	240,080	139,540
State variable	Optimum	
	First container	Second container
$x\text{ (m)}$	0.251	0.251
Objective function		
Reaction force(kN)	1,436.4	870.36

Model II는 길이 20ft, 무게 25ton인 두 개의 컨테이너가 순차적으로 AGV 트레일러에 상차 될 때 대하여 Model I의 경우와 같은 조건으로 최적화를 수행하였다. Fig. 9의 Model II의 첫 번째 컨테이너가 상차 될 때 최적 스프링상수 값에 대한 변화된 감쇠계수에 따른 바퀴에 작용하는 반력을 시간에 대한 그래프로 나타낸 것이다. 1, 2번과 같이 감쇠계수가 최적 값보다 클 경우 0.45초 부근에 발생하는 바퀴에 작용하는 최대 반력은 증가하게 되고, 4, 5번과 같이 감쇠계수 값을 낮추었을 때는 0.45초 부근에 발생하는 반력 값은 줄어든다. 그러나 4, 5번의 경우 0.5초 부근에서 최대 반력이 발생하고 그 값은 최적 값에 대한 최대 반력보다 훨씬 큰 값을 가지므로 최적 값이 될 수 없다.

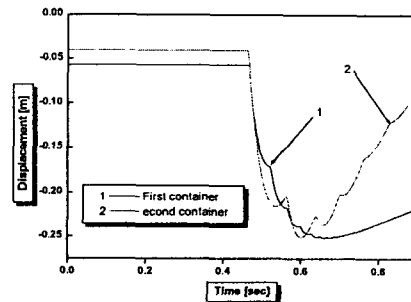


Fig. 8 Displacement of AGV trailer at Model II

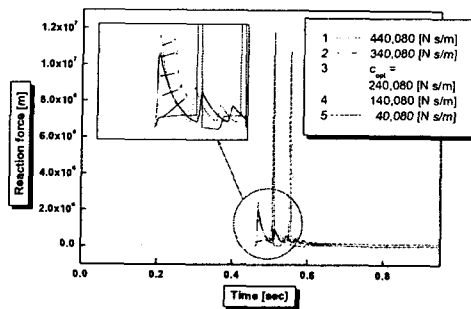


Fig. 9 Reaction force versus time of AGV trailer for change of damping coefficient at the first container of Model II

$$M_c=25\text{ton}, k=860,020 \text{ N/m}, h=1.0\text{m}$$

Fig. 10 에서는 최적의 감쇠계수에 따른 스프링상수 값의 변화에 따라 바퀴에 작용하는 반력을 시간에 따라 나타내었다. 1번의 경우에 최소의 반력이 나타났으나 이는 최적화 시 스프링상수 값의 범위를 1,800 kN/m 이내로 제한하였기 때문이며, 4, 5번과 같이 최적 값보다 작은 스프링상수 값의 경우에는 0.6초 부근에서 최적화된 반력값보다 훨씬 큰 최대 반력이 발생한다.

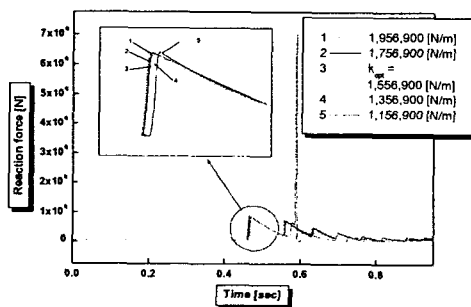


Fig. 10 Reaction force of AGV trailer for change of spring constant at the second container of Model II

$$M_c=25\text{ton}, c=13,9540 \text{ N}\cdot\text{s/m}, h=1.0\text{m}$$

6. 결론

본 연구에서는 Model I 과 Model II 의 두 가지 경우에 대하여 서스펜션의 스프링상수 값과 감쇠계수를 실제 변수로 하고 반력을 목적함수로 하여 그 목적함수가 최소가 되는 치수최적설계를 수행하였으며 그 결과 스프링상수 값과 감쇠계수, 반력에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. AGV 트레일러에 컨테이너가 상차되는 Model I, II 에 대하여 반력이 최소가 되는 서스펜션의 스프링상수 값과 감쇠계수를 제시하였으며 반력은 1초 이내에 목표치의 2% 이내로 안정되었다.

2. Model I 과 Model II 에서 반력은 Model II 의 두 번째 컨테이너가 상차할 때 870.36 kN으로 가장 작은 값이 나타났으며, 그리고 스프링상수 값은 Model II 의 두 번째 컨테이너 상차 시 1,556.9 kN으로 가장 크게 나타났다. 감쇠계수는 Model I 의 312.6 kN으로 가장 크게 나타났다.

3. 감쇠계수의 값이 최적 값보다 커질 수록 바퀴에 작용하는 반력 또한 증가하며 작아질수록 처음 발생하는 반력의 크기는 작으나 뒷 부분에서 최적 값에 대한 반력 보다 훨씬 큰 최대 반력이 발생하여 최적 값에서의 반력이 가장 작음을 알 수 있다.

4. 스프링상수 값을 최적 값보다 큰 경우와 작은 경우 모두 반력은 최적 값에 대한 반력 보다 큰 값을 가지게 되며, 최적 값보다 스프링상수 값이 작은 경우 최대 반력은 뒷 부분에서 매우 큰 값으로 나타난다

참고문헌

- [1] J. Manigel, W. Leonhard, "Vehicle Control by Computer Vision", IEEE Trans, Industrial Electronics, Vol. 39, No. 3, June, 1992.
- [2] K. Koshinen, H. Makela, "Motion Control for Autonomous Vehicles in Outdoor Environment", Proc. of IECON 92, pp. 838-843, 1992.
- [3] K. Ohnishi, J. Komura, T. Ishibashi, "Development of Automatic driving System on Rough Road Realization of High Reliable Automatic Driving System", Proc. of IEEE SAE Intelligent Vehicles pp. 148-153, 1992
- [4] Kozol, J. E., and Brach, R. M., 1991, "Two-Dimensional Vibratory Impact With chaos", Journal of sound and Vibration, Vol. 148, No. 2, pp. 319-327
- [5] N, Muller, "Feedforward Control for Curve Steering for and Autonomous Road Vehicle", Proc. of IEEE International Conference Robotics and Automation, pp. 200-205, 1992
- [6] Ozden, M., 1988, " A simulation Study of Multiple -Load-Carrying Automated Guided Vehicle in a

- Flexible Manufacturing System ", *International Journal of Production Research*, vol. 26, No. 8, pp.1353-1366
- [7] *Ansys element reference release 5.7*
- [8] *Ansys design optimization release 5.7*
- [9] Yun-Hyun Cho, Pan_Seok Shin, " A 2-D finite Element Analysis of a single-side LIM by Using Current and Magnetic Vector Potential", *ISEM*, Sendai, pp.187, 1992. Fed